

В.Д. Ковалев, Ю.В. Тимофеев, А.Н. Шелковой, А.А. Клочко, Д.А. Кравченко

ТЕХНОЛОГИЧЕСКОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПАРАМЕТРОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ПРИ АППРОКСИМАТИВНОМ РЕШЕНИИ КОНТАКТНО-ГИДРОДИНАМИЧЕСКИХ ЗАДАЧ СМАЗКИ

В статье рассмотрены основные виды разрушения зубчатых колес и технологическое обеспечение эксплуатационных параметров зубчатых передач путем аппроксимативного решения контактно-гидродинамической теории смазки зубчатых передач. Аппроксимативное решение основывается на физически обоснованном предположении о пропорциональности между прогибами активных эвольвентных поверхностей зубьев и соответствующими величинами давлений – эпюрой давлений (гипотеза Винклера–Циммермана) без решения сингулярного интегрального уравнения. Повышение сопротивляемости зубьев выкрашиванию достигается аппроксимативным решением контактно-гидродинамической задачи, в котором прогибы поверхности зубьев определяются методами упругости при помощи системы нелинейных алгебраических и трансцендентных уравнений последовательными приближениями. Установлена зависимость вязкости масла от давления с учетом безразмерных коэффициентов при контактировании зубьев в области трения качения-скольжения и увеличения эпюры гидродинамических давлений.

Ключевые слова: зубчатые колеса, технологическое обеспечение, эксплуатационные параметры, аппроксимативное решение, контактно-гидродинамической теории, смазки зубчатых передач, вязкость масла, давление, безразмерные коэффициенты.

Введение. Одной из основных причин, вызывающих выход зубчатых передач из строя, как выкрашивание активных поверхностей, абразивный износ зубьев, состояние шероховатости рабочих поверхностей зубьев, пластические деформации зубьев является правильный выбор смазывающих масел и условия образования масляного слоя [1, 2, 6].

Зубчатые колеса (рис. 1) являются ответственными деталями металлорежущих станков и определяют надежность, долговечность, точность металлорежущего оборудования. Изучение основных причин отказов высокоскоростных, тяжелонагруженных зубчатых передач определяет основные научные направления по повышению ресурса работы высокоточного ответственного металлорежущего оборудования, обрабатывающих центров.

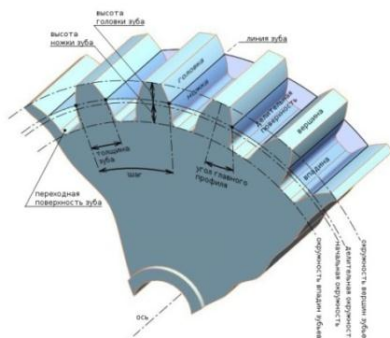


Рис. 1 – Основные параметры зубчатого колеса

Выкрашивание активных поверхностей зубьев связано с усталостными явлениями в поверхностном слое вследствие действия переменных по величине контактных напряжений» под которыми понимаются напряжения, возникающие в зоне контакта при начальном линейном или точечном касании тел, находящихся под действием сжимающей нагрузки. На поверхностях контакта зубьев в результате действия переменных контактных напряжений в поверхностном слое возникают усталостные трещины и изломы зубьев (рис. 2).

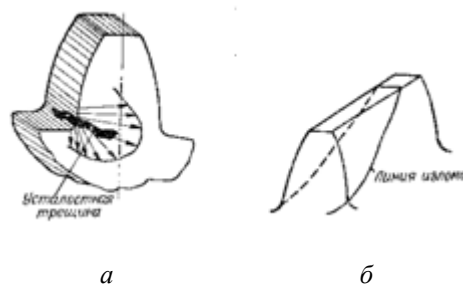


Рис.2 - Виды разрушения зубьев : а - распространение изгибной усталостной трещины; б - излом зубьев косозубых и шевронных зубчатых колес

В развитии выкрашивания активных поверхностей, абразивного износа зубьев, пластических деформаций зубьев зацепляемых цилиндрических зубчатых колес существенную роль играет состояния поверхностного слоя, формы зазора между контактирующими эвольвентными поверхностями

зубьев и соответствующей эпюры распределения давления в масляном слое. Именно состояние поверхностного слоя, форма зазора и эпюра давления являются главными факторами, которые позволяют аппроксимативно решить изотермическую задачу для смазывающей жидкости скоростных, тяжело нагруженных, высокоточных зубчатых цилиндрических передач передних бабок тяжелых токарных станков и предотвратить выкрашивание прежде всего на ножках зубьев, являющихся отстающими поверхностями (рис. 3).

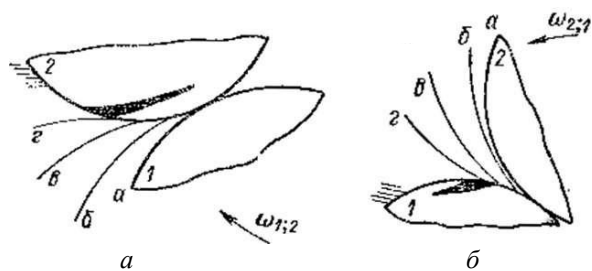


Рис. 3 – Влияние смазки на развитие усталостных трещин: а – выдавливается из них на обгоняющей поверхности; б – заклинивается на отстающей поверхности

Направление усталостных микротрещин ориентируется на поверхности зубьев в зависимости от направления сил трения. Масло, попадая в микротрещины, при дальнейшем движении профилей 1 и 2, промежуточные положения которых обозначены буквами а, б, в, г, выдавливается из них на обгоняющей поверхности (рис. 3, а) и заклинивается на отстающей поверхности (рис. 3, б), создавая расклинивающий аффе́кт, способствующий развитию усталостных трещин и появлению прогрессирующего выкрашивания. Существенное влияние на сопротивление зубьев выкрашиванию оказывают сорт и вязкость смазки, а также способ ее подачи.

Задача гидродинамической теории смазки зубчатых передач приводится к простым квадратурам в случае плоского движения или к дифференциальному уравнению в частных производных в случае пространственного движения [3, 4, 5]. Смешанная задача теории упругости сводится к системе дифференциальных уравнений в частных производных.

В связи со сложностями решения контактно-гидродинамической теории смазки зубчатых передач целесообразно аппроксимативное решение этой совместной задачи, а затем найти уже уточненное решение.

Аппроксимативное решение основывается на физически обоснованном предположении о пропорциональности между прогибами активных эвольвентных поверхностей зубьев и соответствующими величинами давлений – эпюрой давлений (гипотеза Винклера–Циммермана) без решения сингулярного интегрального уравнения.

Повышение сопротивляемости зубьев выкрашиванию может быть достигнуто аппроксимативным решением контактно-гидродинамической задачи, в котором прогибы поверхности зубьев опреде-

ляются методами упругости при помощи системы нелинейных алгебраических и трансцендентных уравнений последовательными приближениями с небольшой погрешностью, что и облегчает получение уточненных решений в любом диапазоне изменения параметров.

Абразивный износ зубьев заключается в истирании активных поверхностей зубьев, существенно зависящем от величины удельного давления, относительной скорости скольжения, состояния активных поверхностей зубьев, возможности попадания в передачу абразивных частиц, толщины масляного слоя и эпюры распределения удельных давлений. Наличие износа вызывает искажение эвольвентного профиля зуба и может привести к существенному ослаблению ножки зуба. Искажение профилей вызывает возрастание динамических нагрузок и напряжений у основания зуба, а также снижение изгибной прочности зубьев [2, 6].

Существенное влияние на износ играет шероховатость рабочих поверхностей зубьев. Если микронеровности на активных поверхностях зубьев превышают толщину масляного слоя, то происходит непосредственное соприкосновение активных поверхностей зубьев. Интенсивный начальный износ носит наименование приработочного износа. По мере сглаживания поверхностей зубьев износ уменьшается и может совсем прекратиться. Продолжительность приработочного износа существенно зависит от твердости активных поверхностей зубьев. Для передач с высокой твердостью этот процесс может быть весьма длительным.

Пластические деформации зубьев преобладают в зоне контакта, где эвольвентные поверхности подвергаются сильному всестороннему сжатию, возникают пластические деформации зубьев. Силы трения вызывают перемещение поверхностных слоев материала в направлении вектора скорости скольжения. При этом на поверхности ведущих зубьев вблизи полюсной линии образуется впадина, на поверхности ведомых зубьев – выступ (рис. 4).

Для уменьшения пластических деформаций необходимо увеличение твердости поверхностей зубьев, исследования процесс трения зубчатых передач и применение масел, обладающими специальными свойствами для обеспечения формы зазора между трущимися эвольвентными поверхностями зубьев колес.

В этих случаях процесс трения описывается достаточно точно промежуточными решениями, которые и будут являться для них окончательными.

Правильность определения форма зазора между трущимися эвольвентными поверхностями при контактно-гидродинамическом процессе трения определяется: состоянием поверхностного слоя контактируемых поверхностей; эпюрой гидродинамических давлений, соответствующим этой форме зазора; формы прогибов трущихся эвольвентных поверхностей, возникающих в случае, когда на них действуют найденные ранее эпюры давлений.

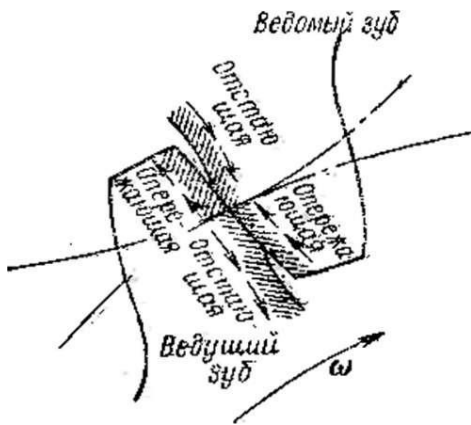


Рис. 4 – Схема пластической деформации активных поверхностей зубьев

При аппроксимативном решении контактно-гидродинамической теории смазки зубчатых передач с целью уменьшения влияния на отказы рассматривается плоская гидродинамическая задача и случай плоской деформации при отсутствии учета сжимаемости смазки. Режим движения принимается установившимся. Предполагается, что отсутствует сближение трущихся поверхностей ($V_0 = 0$) и рассмотрена нестационарная контактно-гидродинамическая задача при $V_0 \neq 0$.

Основное решение находится для изотермической задачи и расчет производится по среднеинтегральной температуре смазочного слоя, т. е. по среднеинтегральной вязкости. Под среднеинтегральной вязкостью понимают такую вязкость смазки, которая, будучи постоянной в области трения, обеспечивает те же гидродинамические характеристики, что и в действительности, когда температура в области трения переменна.

В работах [1, 2] показана возможность вести расчет по среднеинтегральной вязкости масла, определяемой отдельно для каждого сорта масла и соответствующих режимных характеристик – максимального давления и окружной скорости зубчатых колес.

Кроме того, при чистом качении ($U_a = U_b$) обычно приращение температуры внутри смазочного слоя крайне мало, поэтому применение изотермического контактно-гидродинамического расчета приводит к незначительным погрешностям.

Однако при наличии разности скорости трущихся поверхностей ($U_a \neq U_b$) необходимо в расчете сил трения всегда учитывать перепад температуры поперек смазочного слоя. Опыт показывает, что если скорость скольжения менее 3 % от скорости качения, то неизотермические эффекты мало влияют на толщину смазочного слоя. При большей скорости скольжения неизотермический процесс уже влияет на толщину слоя.

Предполагается, что смазывающая жидкость обладает ньютоновскими свойствами и ее вязкость зависит от давления по закону Баруса:

$$\mu = \mu_0 e^{n k_0} \quad (1)$$

где μ_0 — вязкость при атмосферном давлении ($\text{кгс}\cdot\text{с}/\text{м}^2$); n — пьезокэффициент вязкости, $\text{м}^2/\text{кгс}$.

В то же время, не у всех масел вязкость зависит от давления по экспоненциальному закону, в ряде случаев пьезокэффициент зависит от давления.

Рассмотрим случай качения и скольжения эвольвентных поверхностей сопрягаемых зубчатых колес при параллельных осях и большой разности радиусов кривизны. Примем установившийся режим работы и изотермический процесс трения при смазке, обладающей ньютоновскими свойствами. Предположим, что прогибы поверхности пропорциональны давлениям. При расчете принимались следующие условные обозначения (рис. 5): x — координата вдоль направления движения поверхностей, направленная в сторону, обратную движению, м; a, β — размерные координаты конца и начала области трения, м; U_a, U_b — скорости движения трущихся поверхностей, м/с; λ_a, λ_b — кривизны поверхностей в точке контакта до деформации, $1/\text{м}$; h — толщина смазочного слоя в данной точке x с учетом деформации поверхности, м; h_1 — расстояние между поверхностями в данной точке x двух недеформированных окружностей, м; h_m — наименьшая толщина смазочного слоя с учетом деформации, м; h_{m1} — наименьшее расстояние между двумя недеформированными окружностями, м; h_0 — толщина смазочного слоя в точке, где градиент давления равен нулю (в точке максимума давления и в точке обрыва смазочной пленки) с учетом деформации, м; k_0 — гидродинамическое давление в данной точке x с учетом зависимости вязкости масла от давления, $\text{кгс}/\text{м}^2$; P_0 — гидродинамическое давление в данной точке x без учета зависимости вязкости масла от давления, $\text{кгс}/\text{м}^2$; K_0 — гидродинамическая грузоподъемность единицы длины зуба вдоль эвольвентной поверхности с учетом зависимости вязкости масла от давления, $\text{кгс}/\text{м}$; P_0 — гидродинамическая грузоподъемность единицы длины зуба вдоль эвольвентной поверхности без учета зависимости вязкости масла от давления, $\text{кгс}/\text{м}$; μ — абсолютная вязкость масла при давлении k_0 , ($\text{кгс}\cdot\text{с}/\text{м}^2$); μ_0 — абсолютная вязкость масла при атмосферном давлении, ($\text{кгс}\cdot\text{с}/\text{м}^2$); p — пьезокэффициент вязкости, $\text{м}^2/\text{кгс}$; E — приведенный или эффективный модуль упругости трущихся поверхностей, $\text{кгс}/\text{м}^2$, $\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right]$; v_1 — суммарный прогиб двух трущихся эвольвентных поверхностей, м; A' — коэффициент пропорциональности между прогибом поверхности и отношением гидродинамического давления к модулю упругости, м.

$$v_1(x) = A' \frac{P_0(x)}{E} \text{ или } v_1(x) = A' \frac{k_0(x)}{E} \quad (2)$$

Зависимость вязкости масла от давления принимаем по формуле Баруса (1).

Первое уравнение контактно-гидродинамической теории смазки при перечислен-

ных допущениях

$$\frac{dk_0}{dx} = 6\mu_0(U_a + U_b)e^{nk_0} \frac{h_0 - h}{h^3} \quad (3)$$

Второе уравнение можно получить, если выразить форму зазора после деформации через форму зазора до деформации, прогибы поверхности и их взаимные перемещения.

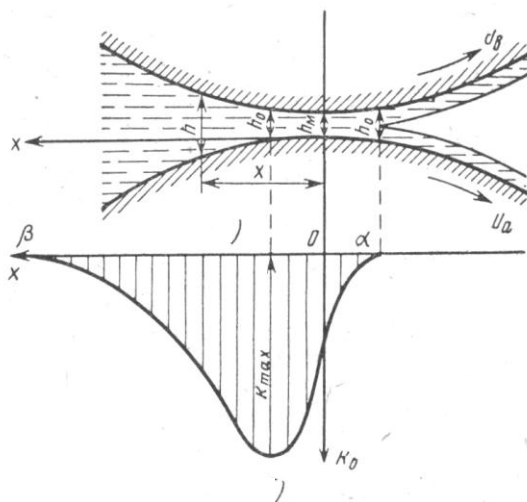


Рис. 5 – Установившийся режим работы и изотермический процесс трения при смазке, обладающей ньютоновскими свойствами зубчатых передач: а – зазор; б – эпюра давления

При большой разности радиусов кривизны для зубчатых передач площадка контакта весьма мала по сравнению с размерами трущихся поверхностей, поэтому допустимо считать, что все давления параллельны друг другу и перпендикулярны оси X.

Пусть после решения контактно-гидродинамической задачи получим какой-то профиль зазора $h(x)$ (рис. 6). Если к нему добавим деформации $v_1(x)$ в каждой точке, то в результате получим профиль зазора до деформации $h_1(x)$ при любом поперечном смещении профилей Δ .

Как известно, зазор между двумя эвольвентными поверхностями до деформации на узком участке с большой степенью точности может быть представлен в виде квадратичной параболы.

$$h_1(x) = h_{m1} + \frac{x^2}{2}(\lambda_a \pm \lambda_b). \quad (4)$$

Применяя указанную гипотезу типа Винклера–Циммермана, получим выражение (2).

Подставляя (1) и (2) в (4), получим уравнение которое и является вторым уравнением контактно-гидродинамической теории смазки.

$$h = h_{m1} - \Delta + \frac{\lambda^2(\lambda_a \pm \lambda_b)}{2} + \frac{A'k_0}{\varepsilon} \quad (5)$$

Таким образом, задача заключается в совместном решении уравнений (3) и (5). Для охвата всего

требуемого диапазона изменения основных рабочих параметров аппроксимируем эти уравнения к безразмерному виду, что позволяет резко сократить количество независимых расчетных параметров.

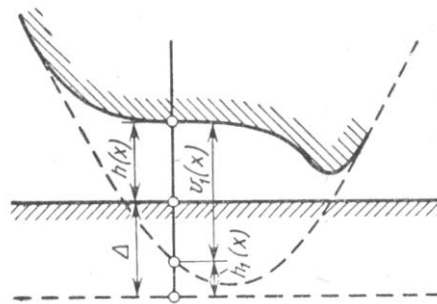


Рис. 6 – Форма зазора до и после деформации эвольвентных поверхностей зубчатых колес

Выразим размерные величины – аргумент x и неизвестные функции h и k_0 – через соответствующие безразмерные величины z , H и k ; $x = B_1 z$; $h = h_0 H$; $k_0 = Bk$.

Введенные параметры B и B_1 определим с помощью уравнений (3) и (5). Подставляя принятые обозначения в эти уравнения и перенося множители $\frac{B}{B_1}$ и h_0 в правые части выражений, получаем

$$\frac{dk}{dz} = \frac{6\mu_0(U_a + U_b)B_1}{h_0^2 B} \frac{1-H}{H^2} e^{Bnk}; \quad (6)$$

$$H = \frac{h_{m1} - \Delta}{h_0} + \left[B_1 \sqrt{\frac{\lambda_a \pm \lambda_b}{2h_0}} \right]^2 z^2 + \frac{A'B}{\varepsilon h_0} k. \quad (7)$$

Примем в качестве размерных параметров

$$B_1 = \sqrt{\frac{2h_0}{\lambda_a \pm \lambda_b}}; \quad (8)$$

$$B = \frac{6\mu_0(U_a + U_b)\eta}{h_0^2} \sqrt{\frac{2h_0}{\lambda_a \pm \lambda_b}} \quad (9)$$

и в качестве независимых безразмерных параметров, полностью определяющих решение контактно-гидродинамической задачи

$$B = \frac{6\mu_0(U_a + U_b)\eta}{h_0^2} \sqrt{\frac{2h_0}{\lambda_a \pm \lambda_b}}; \quad (10)$$

$$C = \frac{A'B}{\varepsilon h_0}. \quad (11)$$

Если учесть, что в месте обрыва смазочного слоя безразмерная абсцисса $z = a$, толщина слоя $h = h_0$, давление $k_0 = k = 0$, то в этой точке $H = 1$ и из уравнения (7) получим $\frac{h_{m1} - \Delta}{h_0} = 1 - a^2$. В результате из (3) и (5) находим, что

$$\frac{dk(z)}{dz} = \frac{1-H(z)}{H^3(z)} e^{Bnk(z)}, \quad (12)$$

$$H(z) = 1 - \alpha^2 + z^2 + Ck(z). \quad (13)$$

Эти уравнения решены для различных комбинаций параметров C и B_n , охватывающих весь необходимый диапазон. При этом C изменяется от 0,1 до 40, а B_n – от 0 до 30. При $B_n=0$ вязкость масла не зависит от давления. В этом случае обозначим размерное давление в данной точке через p_0 и безразмерное – через p . Соответственно из (12) получим

$$\frac{dp(z)}{dz} = \frac{1-H(z)}{H^3(z)} \quad (14)$$

В качестве граничных условий примем, что: концом области трения является точка с координатной $z=a$ ($x=a$), где давление и градиент давления равны нулю ($k=0$; $\frac{dk}{dz}=0$; $p=0$; $\frac{dp}{dz}=0$); началом области трения является точка с координатой $z=b$ ($x=\beta$), где давление, асимптотически приближающееся к нулю, может с практически допустимой степенью точности приниматься равным нулю. Эти граничные условия общеприняты в гидродинамической теории смазки.

Во всех случаях решение начинают проводить с точки обрыва смазочного слоя ($z=a$) вдоль оси z , в сторону роста координаты z (к месту начала области трения). Такое направление интегрирования вызвано стремлением уменьшить погрешности решения, которые постепенно накапливаются. Вместе с тем, очевидно, что погрешности в зоне малых толщин смазочного слоя оказывают большее влияние на точность решения, чем погрешности в зоне значительных толщин его. Решение при постоянной вязкости зависит от одного безразмерного параметра – коэффициента деформации C . При переменной вязкости к нему добавляется второй параметр – коэффициент режима работы B_n . Каждому расчетному варианту – комбинации параметров C и B_n должно соответствовать свое значение безразмерной координаты конца области трения a .

Известно, что в случае зазора, описанного квадратичной параболой, распределение давления по Эртелю зависит от величины отношения $\frac{h_0}{h_m}$. При этом реально осуществляется только эпюра распределения давления, соответствующая $\frac{h_0}{h_m} = 1,226$. Другие эпюры давления осуществить не могут, так как необходимо удовлетворить граничные условия (обрыв смазочного слоя осуществляется в точке, где $k_0 = \frac{dk_0}{dx} = 0$), и задача имеет единственное решение.

Если задача для деформированных поверхностей решается с конца области трения, то различный выбор значения a фактически аналогичен различному выбору значения $\frac{h_0}{h_m}$.

При этом давления отсчитываются от касательной к эпюре давления в точке конца области трения (при $\frac{h_0}{h_m} = 1,1$ и 1,33). Естественно, что при

этом в начале области трения получаются значительные по величине положительные или отрицательные давления, а не равные нулю. Необходимо подобрать такое значение a , чтобы в районе точки $a=b$ эпюра давления касалась оси x при котором $\frac{p(b)}{p_{max}} \leq 10^{-4}$.

Для значений $C=60$ и $B_n=0$ результаты вычислений показаны на рис. 7. Вначале задаемся $a=-5$. При этом получаем $p(b)<0$. Для увеличения $p(b)$ необходимо увеличить a по абсолютной величине. Приняв $a=-5,5$, находим, что $p(b)>0$. Для уменьшения $p(b)$ необходимо уменьшить a . Приняв $a=-5,3$, находим, что $p(b)$ незначительно отличается от нуля.

При расчетах составляется алгоритм поиска величины a по принятой методике. Расчет производился для ряда различных значений C . При переходе от одного значения C к другому за исходное значение a принималось окончательное полученное для предыдущего случая.

Если при выбранном a_1 получили $p(b)<0$, то принимали новое $a_2=1,5a_1$. Если при принятом a_2 получали $p(b)<0$, то для выбора нового a делили пополам интервал a_2-a_1 и брали значение $a_3 = \frac{a_1+a_2}{2}$ и т. д.

Если при a_2 получали $p(b)<0$, то принимали $a_3=1,5a_2$ и т. д. Если при выбранном a_1 получали $p(b)<0$, то выбирали $a_2 = \frac{1}{2}a_1$.

Таким образом, и в случаях, когда $B_n \neq 0$, удавалось всегда при небольшом количестве опытов (от 3 до 8) получить требуемое a для любого C .

Определим гидродинамическую грузоподъемность

$$K_0 = \int_a^b k_0 dx; P_0 = \int_a^b p_0 dx. \quad (15)$$

Переходя к безразмерным параметрам, получим

$$K_0 = \frac{12\mu_0(U_a+U_b)}{h_0(\lambda_a \pm \lambda_b)} K; P_0 = \frac{12\mu_0(U_a+U_b)}{h_0(\lambda_a \pm \lambda_b)} P, \quad (16)$$

где

$$K = \int_a^b k dz; P = \int_a^b p dz. \quad (17)$$

Для сравнения приведем выражение для гидродинамической грузоподъемности абсолютно жестких эвольвентных поверхностей без учета зависимости вязкости масла от давления (грузоподъемность для профиля зазора, описываемого квадратичной параболой):

$$P_{0кз} = \frac{2,447 \mu_0(U_a+U_b)}{h_m(\lambda \pm \lambda_b)} \text{ откуда } \frac{K_0}{P_{0кз}} = 4,904 H_m K$$

$$\text{или } \frac{P_0}{P_{0кз}} = 4,904 H_m P \quad (18)$$

$$\text{тогда } H_m = \frac{h_m}{h_0}.$$

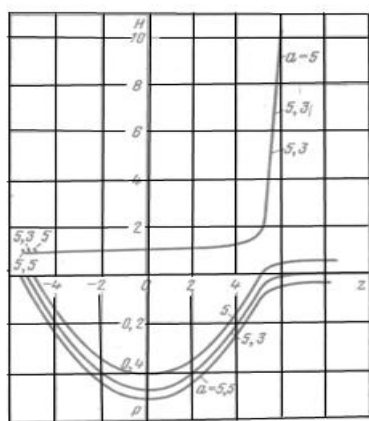


Рис. 7 – Графики для определения безразмерной координаты конца области трения эвольвентных поверхностей по высоте зуба

Приведем результаты расчетов при постоянной вязкости масла. В этом случае имеется один безразмерный параметр C .

На рис. 8 приведены полученные формы зазоров и эпюры давлений для коэффициентов деформации $C=1, 2, 3, 5, 10, 20, 40, 60, 80, 100$ и 120 , при этом графики сдвигались по оси абсцисс без изменения масштаба таким образом, чтобы они имели одну общую начальную точку, соответствующую обрыву смазочного слоя.

Величина сдвига каждой кривой определяется по величине a , приведенной в табл. 1. Из рис. 8 видно, что с увеличением коэффициента деформации C значительно увеличивается протяженность области трения и площадь эпюры давления (гидро-

динамическая грузоподъемность). При этом максимальное гидродинамическое давление p_{max} также растет, но значительно меньше грузоподъемности.

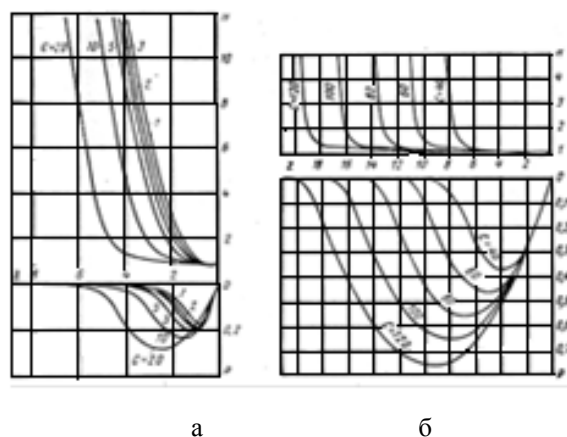


Рис. 8 – Формы зазоров и эпюры давления зубчатых колес: а – при $B_n=0$; $C \leq 20$; б – при $B_n=0$; $C \geq 40$

На рис. 9 – 18 изображены формы зазоров и эпюры давлений для одного значения $C=0,2; 0,5; 1; 3; 5; 10; 20$ и различных значений B_n при учете зависимости вязкости масла от давления при $B_n \neq 0$. С увеличением коэффициента B_n при постоянном C увеличивается протяжение области трения, растет длина контактной площадки, растет вся эпюра гидродинамических давлений. Особенно важен рост максимального давления и рост гидродинамической грузоподъемности.

Таблица 1 – Результаты расчета при постоянной вязкости масла $B_n=0$

c	a	$P_{\text{тах}}$	p	n_m	$\frac{1}{H_m}$	$\frac{p_0 \text{ max}}{p_0 \text{ кб max}}$	$\frac{p_0}{p_0 \text{ кб}}$
0	-0,4295	0,171	0,245	0,81566	1,226	1	1
1	-0,5455	0,18149	0,270123	0,81202	1,2315	1,0523	1,0757
2	-0,6760	0,191464	0,310141	0,81031	1,2341	1,1066	1,2324
3	-0,8087	0,201786	0,367112	0,81027	1,2340	1,1662	1,4587
5	-1,0467	0,214219	0,422390	0,81787	1,2227	1,2555	1,6941
10	-1,5562	0,241147	0,604875	0,83430	1,1986	1,4561	2,4748
20	-2,3926	0,286029	0,983221	0,85695	1,1669	1,7979	4,1320
40	-3,8833	0,376786	2,006867	0,87319	1,1452	2,4360	8,5937
60	-5,3091	0,469777	3,352975	0,88037	1,1359	3,0748	14,4759
80	-6,7401	0,567837	5,181350	0,88371	1,1319	3,7378	22,4545
100	-8,1664	0,666891	7,285385	0,88651	1,1280	4,4107	31,6728
120	-9,6019	0,768308	9,848940	0,88795	1,1262	5,0938	42,8873

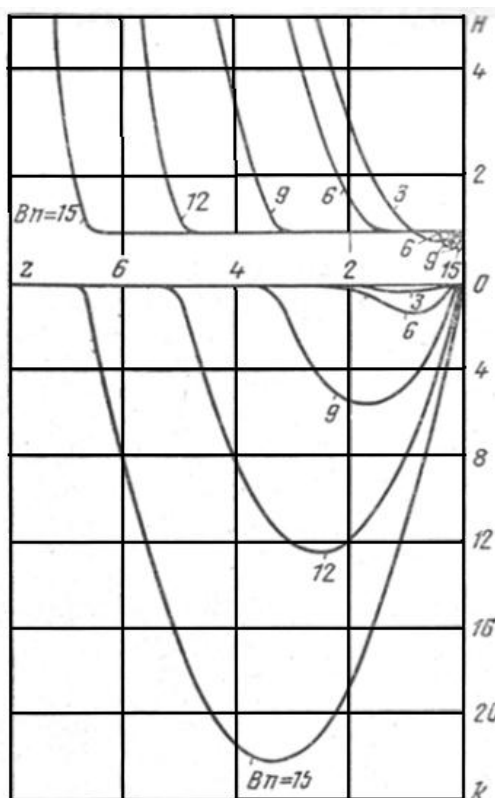


Рис. 9 – Формы зазоров и эпюры давления при $C = 0.5$

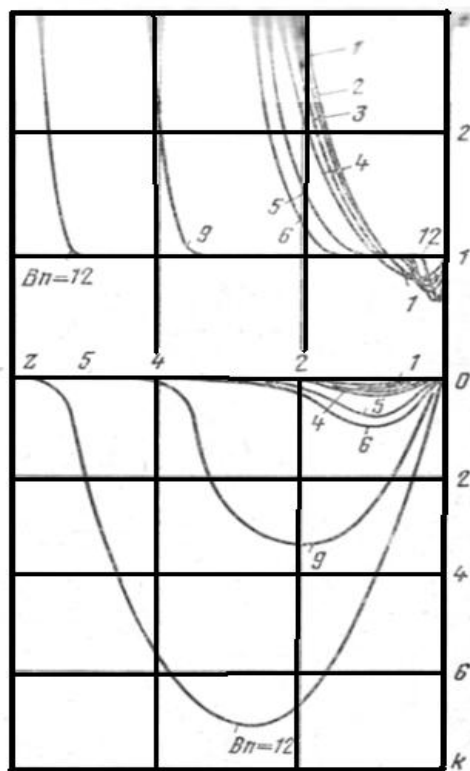


Рис. 10 – Формы зазоров и эпюры давления при $C = 1$

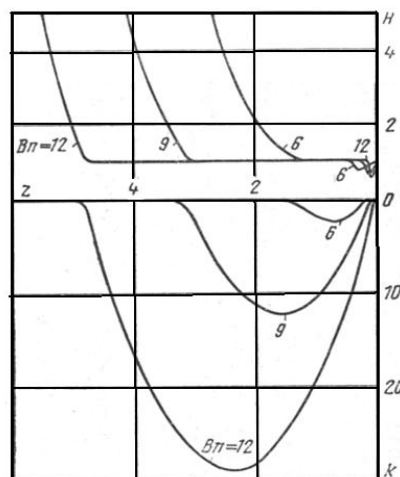


Рис. 11 – Формы зазоров и эпюры давления при $C = 3$

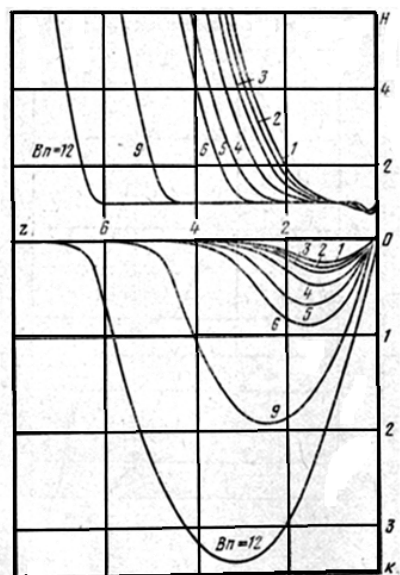


Рис.12 – Формы зазоров и эпюры давления при $C = 0.2$

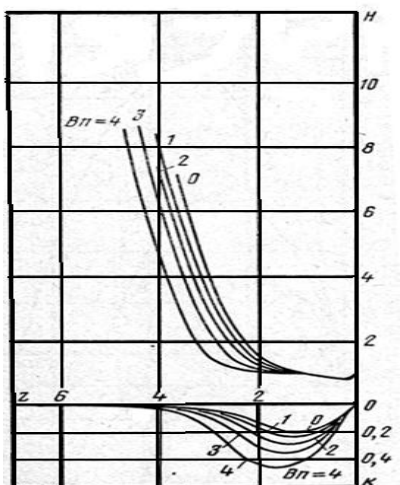


Рис. 13 – Формы зазоров и эпюры давления при $C = 5$

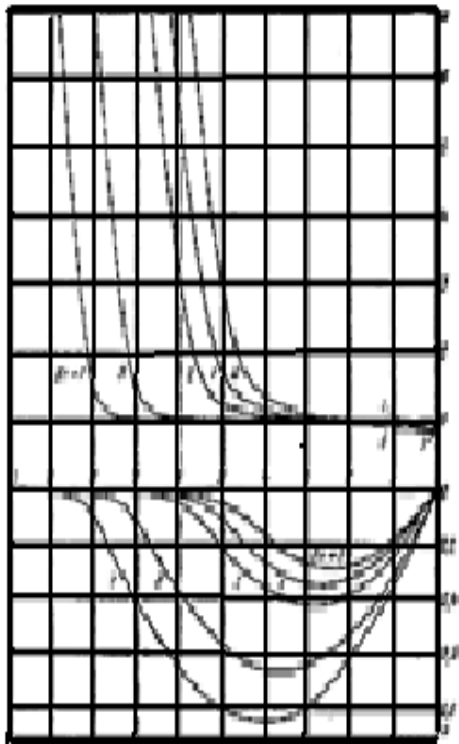


Рис. 14 – Формы зазоров и эпюры давления при $C=20$

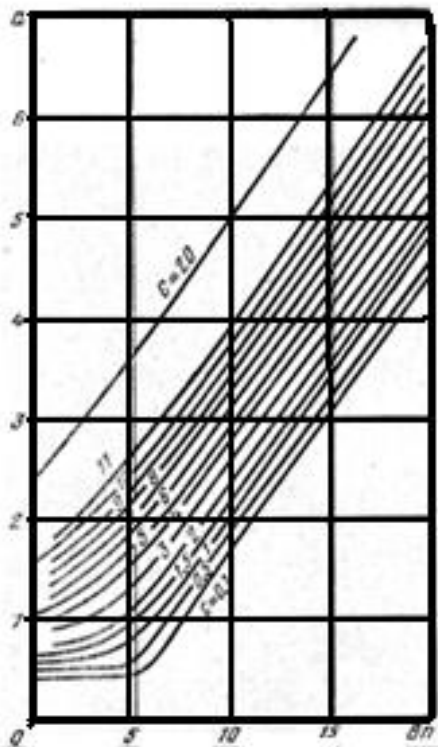


Рис. 15 – График зависимости координаты конца области трения от C и B_n

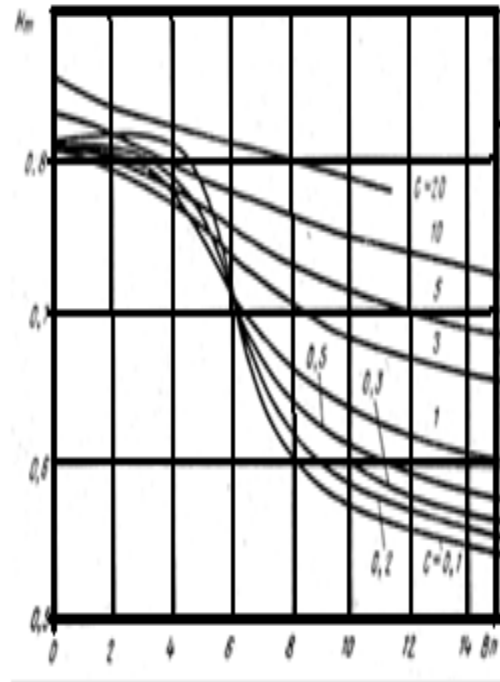


Рис. 16 – График зависимости наименьшей толщины слоя H_m от C и B_n

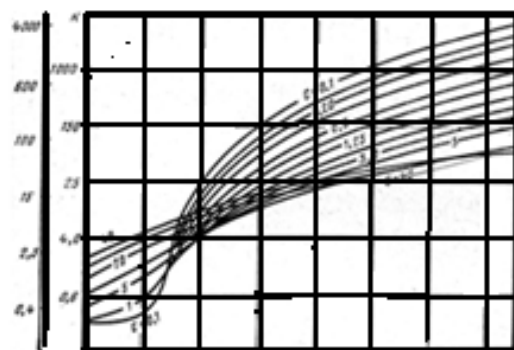


Рис. 17 – График зависимости погонной нагрузки K от B_n и C

Если при $C=1$ без учета зависимости вязкости масла от давления ($B_n=0$) $\frac{P_0}{P_{0\text{ кз}}} = 1,076$, то с учетом зависимости вязкости масла от давления при $B_n=9$, $\frac{K_0}{P_{0\text{ кз}}} = 25,9$ и при $B_n=15$ $\frac{K_0}{P_{0\text{ кз}}} = 164$.

При $C=20$ соответственно при $B_n=0$ $\frac{K_0}{P_{0\text{ кз}}} = 4,13$, при $B_n=7$ $\frac{K_0}{P_{0\text{ кз}}} = 18,35$. При $C=0,5$ и $B_n=15$ $\frac{K_0}{P_{0\text{ кз}}} = 286,9$. Таким образом, десяти- и стократное повышение гидродинамической грузоподъемности наблюдается уже при весьма малых коэффициентах деформации.

На рис. 15 приведено значение параметра A от B_n и C . На рис. 16 показана зависимость H_m от B_n и C . На рис. 17 и 18 приведена зависимость безразмерной нагрузки K от C и B_n .

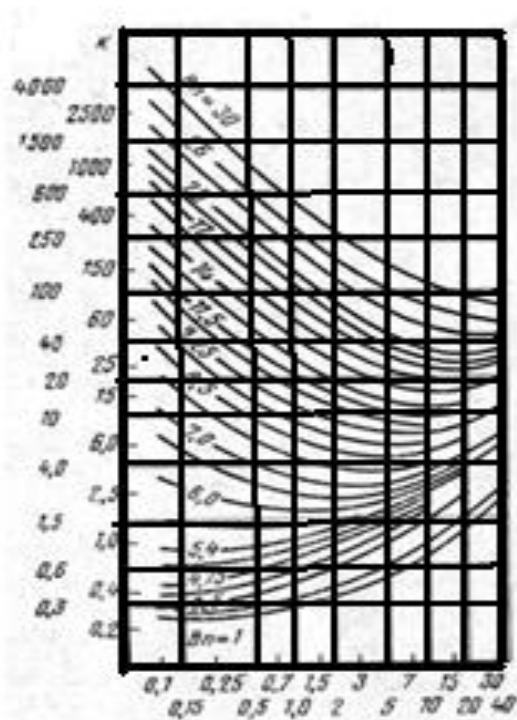


Рис. 18 – График зависимости погонной нагрузки K от C и B_n

Построенные графики при изменении параметра C от 0,1 до 40 и B_n от 0 до 30 позволяют проводить расчеты в широком диапазоне изменения эксплуатационных параметров всех зубчатых передач.

Выводы.

Предложена и теоретически обоснована система объективных критериев оценки технологических решений, характеризующих основные виды разрушения зубчатых колес и технологическое обеспечение эксплуатационных параметров зубчатых передач путем аппроксимативного решения контактно-гидродинамической теории смазки зубчатых передач.

Аппроксимативное решение основывается на физически обоснованном предположении о пропорциональности между прогибами активных эвольвентных поверхностей зубьев и соответствующими величинами давлений – эпюрой давлений (гипотеза Винклера–Циммермана) без решения сингулярного интегрального уравнения.

Повышение сопротивляемости зубьев выкрашиванию достигается аппроксимативным решением контактно-гидродинамической задачи, в котором прогибы поверхности зубьев определяются методами упругости при помощи системы нелинейных алгебра-

ических и трансцендентных уравнений последовательными приближениями..

Разработаны прикладные основы решения при постоянной вязкости и переменной вязкости с учетом коэффициент режима работы и соответствия значения области трения.

6. Графики изменения безразмерных технологических коэффициентов позволяют проводить расчеты в широком диапазоне изменения эксплуатационных параметров зубчатых цилиндрических передач.

Установлена зависимость вязкости масла от давления с учетом безразмерных коэффициентов при контактировании зубьев в области трения качения-скольжения и увеличения эпюры гидродинамических давлений.

Список литературы: 1. Исследование гидродинамических свойств высокоскоростных тяжело нагруженных зубчатых цилиндрических передач тяжелых токарных станков / В. Д. Ковалев., А. А. Клочко, Д. А. Кравченко, Е. Н. Киреев // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2012. – Вып. 31. – С. 79–93. 2. Технологические основы зубообработки закаленных крупномодульных зубчатых колес: монография / А. А. Клочко [и др.]. – Краматорск : ДГМА, 2014. – 479 с. ISBN 978-966-379-667-3. 3. Константинов Ю.М. Техническая механика жидкости и газа: Учебник / Ю.М. Константинов, А.А. Гиза // М.: Высшая школа. – 2002. – 277с. 4. Кулинченко В.Р. Гидравлика, гидравлические машины и гидропривод: Учебник // Киев: Фирма "Инкос" Центр учебной литературы. – 2006. – 616с. 5. Ковалев В.Д. Опоры и передачи жидкостного трения станочного оборудования / В.Д. Ковалев, О.Ф. Бабин // Учебное пособие. – Краматорск: ДГМА, 2005. – 188 с. ISBN 5-7763-1125-X. 6. Анализ параметров поверхностного слоя закаленных крупномодульных зубчатых колес, характеризующих их эксплуатационные свойства / Е. В. Мироненко, А. А. Клочко, А. Д. Кошелева, И. Г. Годзула // Надежность инструмента и оптимизация технологических систем : сб. науч. тр. – Краматорск : ДГМА, 2012. – Вып. 31. – С. 118–131.

Bibliography (transliterated): 1. Kovalev V. D., Klochko A. A., Kravchenko D. A., Kireev E. N.. *The hydrodynamic properties of high-speed heavy-duty toothed cylindrical gears heavy lathes. Instrument reliability and optimization of technological systems : collected papers.* Tr. - Kramatorsk : DSMA, 2012. - Vol. 31. pp. 79-93. 2.. Klochko A.A. [and others]. *The technological basis gears hardened coarse-grained gears: monograph.* - Friday, DSMA, 2014. - 479 p. ISBN 978-966-379-667-3. 3. Konstantinov Y.M., Giza A.A. *Technical fluid mechanics: a Textbook.* Moscow: Higher school. 2002. - 277 p. 4. Kulichenko V. R. *Hydraulics, hydraulic machines and hydraulic drive: Textbook.* Kiev: Firm "Incos" Center of educational literature. 2006. – 616 p. 5. Kovalev V. D., Babin O.F. *Bearings and transmission fluid friction in machinery. A training manual.* - Kramatorsk: DSMA, 2005.-188 p. ISBN 5-7763-1125. 6. Mironenko E. V., Klochko A. A., Kosheleva A. D., Gajula I. G. *Analysis of the parameters of the surface layer hardened coarse-grained gears characterizing their performance characteristics. Instrument reliability and optimization of technological systems : collected papers.* Tr. - Kramatorsk : DSMA, 2012. - Vol. 31. pp. 118-131

Поступила (received) 21.03.15

Ковалев Виктор Дмитриевич – док. техн. наук, проф. ДГМА, Краматорск;

Тимофеев Юрий Викторович – док. техн. наук, проф., зав. кафедрой «Технология машиностроения и металлообрабатывающие станки» НТУ «ХПИ», тел.: (057)-720-66-25 ;

Шелковой Александр Николаевич – док. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ», тел.: (057)-720-66-25 e-mail: shan-56@mail.ru;

Клочко Александр Александрович – док. техн. наук, проф. НТУ «ХПИ», тел.: (057)-720-66-25;

Кравченко Дмитрий Александрович – аспирант ДГМА, Краматорск.